

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-334637

(43)Date of publication of application : 07.12.1999

(51)Int.Cl.

B62D 6/00
B60K 41/00
B60T 8/24
B60T 8/58
F02D 29/02
// B62D101:00
B62D113:00
B62D137:00

(21)Application number : 10-147671

(71)Applicant : TOYOTA CENTRAL RES & DEV
LAB INC

(22)Date of filing : 28.05.1998

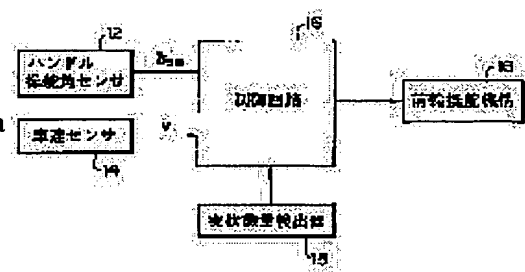
(72)Inventor : ONO HIDEKAZU
ASANO KATSUHIRO
UMENO KOJI
YAMAGUCHI HIROYUKI
SUGAI MASARU

(54) TURNING LIMIT ESTIMATION UNIT AND VEHICLE RUNNING STABILIZING UNIT

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To prevent that the yaw velocity in the steady state becomes smaller as the steering angle of the steering wheel becomes larger.

SOLUTION: A control circuit 16 calculates a limit value equivalent to a steering amount of a steering wheel, that is determined depending on road characteristics, when a yaw velocity becomes maximized when a vehicle direction is controlled based on the steering amount. This calculation is made based on a motion model in which the relation between a slipping speed of a wheel and a cornering force is linearly approximated, a steering angle δ_w , and a vehicle speed v . Then the control circuit limits control amount so that a control amount for controlling the direction of the vehicle based on the steering amount would not exceed a control amount for controlling the direction of vehicle based on the limit value. At the same time, the control circuit controls a rear wheel steering mechanism 18 so that the rear wheels face a direction in accordance with the limited control amount.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

30.05.2001

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-334637

(43) 公開日 平成11年(1999)12月7日

(51) Int. CL ⁶	識別記号	P I
B 6 2 D	6/00	B 6 2 D 6/00
B 6 0 K	41/00	B 6 0 K 41/00
B 6 0 T	8/24	B 6 0 T 8/24
	8/58	8/58
F 0 2 D	29/02	F 0 2 D 29/02
		Z
		G

審査請求 未請求 請求項の数2 O L (全 17 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願平10-147671

(22) 出願日 平成10年(1998) 5月28日

(71) 出願人 000003609

株式会社豊田中央研究所
愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番
地の1

(72) 発明者 小野 英一

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番
地の1 株式会社豊田中央研究所内

(72) 発明者 浅野 勝宏

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番
地の1 株式会社豊田中央研究所内

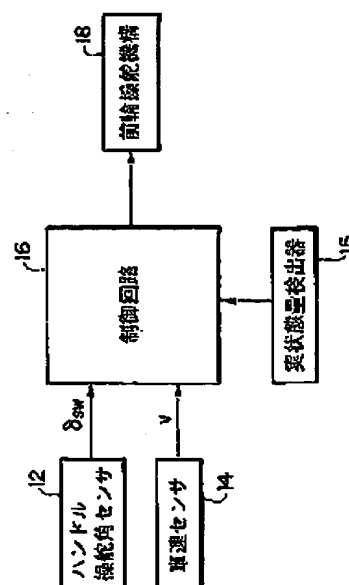
(74) 代理人 弁理士 中島 洋 (外1名)

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 旋回限界推定装置及び車両走行安定化装置

(57) 【要約】

【課題】 ハンドル舵角が大きくなるほど定常状態のヨー角速度が小さくならないようにする。

【解決手段】 制御回路16は、車輪のスリップ速度とコーナリングフォースとの関係が直線に近似される運動モデルと、操舵角 δ_{sw} 及び車速 v と、に基づいて、路面特性に応じて定まりかつ操舵量に基づいて車両の向きを制御した場合のヨー角速度が極大となる時のハンドルの操舵量である限界値を演算し、操舵量に基づいて車両の向きを制御する制御量を、限界値に基づいて車両の向きを制御する制御量を越えないように、制限すると共に、後輪車輪が制限された制御量に応じた方向を向くように、後輪操舵機構18を制御する。

(2)

特開平11-334637

1

2

【特許請求の範囲】

【請求項1】 車両の速度を検出する車速検出手段と、車輪のすべり状態に関する状態量と車輪の発生力との関係が直線に近似される運動モデル及び前記車速検出手段により検出された車速に基づいて得られる該状態量に基づいて、前記直線の傾きと、該傾きが0を含む所定範囲内のときの車輪の発生力の値と、を演算する演算手段と、

前記演算手段により演算された前記直線の傾きと前記車輪の発生力の値とに基づいて旋回の限界値を推定する旋回限界推定手段と、
を備えた旋回限界推定装置。

【請求項2】 車両のハンドルの操舵量を検出する操舵量検出手段と、

車速を検出する車速検出手段と、
前記車両の実際の旋回運動の状態量である実状態量を検出する実状態量検出手段と、

前記車速及び前記操舵量に基づいて車両の旋回運動の目標とする状態量である目標状態量を演算する目標状態量演算手段と、

制動時又は旋回時の車輪の発生力の限界に基づき前記目標状態量の限界値を推定する旋回限界推定手段と、

前記目標状態量が前記限界値を超えないように制限する制限手段と、

前記制限された目標状態量と前記実状態量との偏差に基づいて、車両の向きを制御する制御手段と、
を備えた車両走行安定化装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、旋回限界推定装置及び走行安定化装置に係り、より詳しくは、ハンドルの操舵量や車両の旋回運動の目標とする状態量である目標状態量等の旋回の限界値を推定する旋回限界推定装置及び車両の走行を安定化することの可能な車両走行安定化装置に関する。

【0002】

【従来の技術及び発明が解決しようとする課題】従来より、車両が安定に旋回走行するための走行安定化装置には、アンチスピン制御装置が提案されている。アンチスピン制御装置は、ハンドルの操舵角が、スピンが発生しない角度の最大値（スピン非発生最大角度）を超えたときにもスピンが発生しないように車両の向きを制御して、走行安定化を図るものである。なお、車両の向きは、各車輪自体の向きを制御したり、各車輪の制動力を制御したり、して制御することができる。

【0003】ところで、車両旋回時は、ハンドルの操舵角がスピン非発生最大角度を超えるまでは、ハンドル舵角が大きくなるほど定常状態のヨー角速度が大きくなる関係、即ち、ハンドルを切るほど急旋回（旋回半径が小さくなる）する理想的な関係が望まれる。よって、従来

のアンチスピン制御装置は、ハンドルの操舵角がスピン非発生最大角度を超えるまでは、ハンドル舵角に応じて車両の向きを制御している。

【0004】しかしながら、上記制御下においてもハンドル舵角が大きくなるほど定常状態のヨー角速度が小さくなる現象が生ずる場合がある。よって、ハンドルを操舵した操舵量に比例して急旋回となる関係を得られない。即ち、ハンドルを操舵した操舵量が大きくなるに従って旋回半径が大きくなる。従って、従来技術には改善の余地がある。

【0005】本発明は、上記事項に鑑み成されたもので、ハンドルを操舵した操舵量が大きくなるに従って旋回半径が大きくなることを防止する等のために操舵量や車両の旋回運動の目標とする状態量である目標状態量等の旋回の限界値を推定すると共に車両の走行を安定化することの可能な旋回限界推定装置及び車両走行安定化装置を提供することを目的とする。

【0006】

【課題を解決するための手段】上記目的達成のため第1の発明は、車両の速度を検出する車速検出手段と、車輪のすべり状態に関する状態量と車輪の発生力との関係が直線に近似される運動モデル及び前記車速検出手段により検出された車速に基づいて得られる該状態量に基づいて、前記直線の傾きと、該傾きが0を含む所定範囲内のときの車輪の発生力の値と、を演算する演算手段と、前記演算手段により演算された前記直線の傾きと前記車輪の発生力の値とに基づいて旋回の限界値を推定する旋回限界推定手段と、を備えている。

【0007】本発明に係る車速検出手段は、車両の速度を検出する。

【0008】演算手段は、車輪のすべり状態に関する状態量と車輪の発生力との関係が直線に近似される運動モデル及び前記車速検出手段により検出された車速に基づいて得られる該状態量に基づいて、前記直線の傾きと、該傾きが0を含む所定範囲内のときの車輪の発生力の値と、を演算する。

【0009】旋回限界推定手段は、演算手段により演算された前記直線の傾きと前記車輪の発生力の値とに基づいて旋回の限界値を推定する。

【0010】このように、車輪のすべり状態に関する状態量と車輪の発生力との関係が直線に近似される運動モデル及び検出された車速に基づいて得られる該状態量に基づいて、直線の傾きと、傾きが0を含む所定範囲内のときの車輪の発生力の値と、を演算し、演算した直線の傾きと車輪の発生力の値とに基づいて旋回の限界値を推定するので、ハンドルを操舵した操舵量が大きくなるに従って旋回半径が大きくなることを防止する等のために操舵量や車両の旋回運動の目標とする状態量である目標状態量等の旋回の限界値を推定することができる。

【0011】即ち、車輪のすべり状態に関する状態量と

(3)

特開平11-334637

3

4

車輪の発生力との関係が直線に近似される運動モデルの該直線の傾きが0を含む所定範囲内のときの車輪の発生力の値は、ハンドルの操舵量や車両の旋回運動の目標とする状態量である目標状態量に対応して車両の向きを制御することの可能な操舵量や目標状態量の限界を求めることができる値である。

【0012】この限界を超えてハンドルが操舵されると、ハンドルを操舵した操舵量が大きくなるに従って旋回半径が大きくなる。なお、ハンドルの操舵量を検出する操舵量検出手段により検出された操舵量が旋回限界推定手段により推定された限界値に基づいて得られる該操舵量の限界値を超えた又は超えそうな場合に、該超えたこと又は超えそうなことをドライバー等に報知することとも考えられるが、該報知に従ってドライバーが操舵量を制限するのはドライバーにとって煩わしい。

【0013】そこで、操舵量検出手段により検出された操舵量が旋回限界推定手段により推定された限界値に基づいて得られる該操舵量の限界値を超えないように制限する制限手段を更に備えるようにしてもよい。

【0014】このように、ハンドルの操舵量に対応して車両の向きを制御することの可能な操舵量の限界を超えないように操舵量を制限しているので、ハンドルを操舵した操舵量が大きくなるに従って旋回半径が大きくなることを自動的に防止することができる。

【0015】そして、制限された操舵量に基づいて、車両の向きを制御する制御手段を更に備えるようにしてもよい。これにより、ハンドルを操舵した操舵量が大きくなるに従って旋回半径が大きくならないように車両の走行を安定化することができる。

【0016】また、直速及び操舵量に基づいて車両の旋回運動の目標とする状態量である目標状態量を演算する目標状態量演算手段と、目標状態量が旋回限界推定手段により推定された限界値に基づいて得られる該目標状態量の限界値を超えないように制限する制限手段と、を更に備えるようにしてもよい。

【0017】更に、車両の実際の旋回運動の状態量である実状態量を検出する実状態量検出手段と、制限された目標状態量と前記実状態量との偏差に基づいて、車両の向きを制御する制御手段と、を更に備えるようにしてもよい。

【0018】第2の発明は、車両のハンドルの操舵量を検出する操舵量検出手段と、直速を検出する直速検出手段と、前記車両の実際の旋回運動の状態量である実状態量を検出する実状態量検出手段と、前記直速及び前記操舵量に基づいて車両の旋回運動の目標とする状態量である目標状態量を演算する目標状態量演算手段と、制動時又は旋回時の車輪の発生力の限界に基づき前記目標状態量の限界値を推定する旋回限界推定手段と、前記目標状態量が前記限界値を超えないように制限する制限手段と、前記制限された目標状態量と前記実状態量との偏差

に基づいて、車両の向きを制御する制御手段と、を備えている。

【0019】本発明に係る操舵量検出手段は、車両のハンドルの操舵量を検出し、車速検出手段は、車両の速度を検出し、実状態量検出手段は、車両の実際の旋回運動の状態量である実状態量を検出する。目標状態量演算手段は、直速及び前記操舵量に基づいて車両の旋回運動の目標とする状態量である目標状態量を演算する。

【0020】旋回限界推定手段は、制動時又は旋回時の車輪の発生力の限界に基づき目標状態量の限界値を推定する。限界値を超えた目標状態量と実状態量との偏差に基づいて車両の向きを制御すると、ハンドルを操舵した操舵量が大きくなるに従って旋回半径が大きくなる。

【0021】そこで、本発明に係る制限手段は、目標状態量が上記限界値を超えないように制限し、制御手段は、制限された目標状態量と実状態量との偏差に基づいて、車両の向きを制御する。

【0022】このように、目標状態量が制動時又は旋回時の車輪の発生力の限界に基づいて推定した限界値を超えないように制限し、制限された目標状態量と実状態量との偏差に基づいて、車両の向きを制御するので、ハンドルを操舵した操舵量が大きくなったとしても、操舵量が大きくなるに従って旋回半径が大きくなることを防止することができる。

【0023】なお、第1の発明及び第2の発明に係る旋回限界推定手段は、車輪のすべり状態に関する物理量が所定値以下となったときに限界値を推定したり、制御手段は、ブレーキ力を制御し、旋回限界推定手段は、ブレーキ力が作用したときに限界値を推定するようにしてもよい。

【0024】

【発明の実施の形態】以下、本発明の第1の実施の形態を図面を参照して詳細に説明する。

【0025】図1に示すように、本実施の形態に係る車両走行安定化装置は、ハンドル舵角センサ12、車速センサ14、実状態量検出センサ15、制御回路16、及び前輪操舵機構18を備えている。制御回路16には、ハンドル舵角センサ12、車速センサ14、実状態量検出センサ15、及び前輪操舵機構18が接続されている。

【0026】図2に示すように、制御回路16は、ハンドル舵角センサ12に接続されたハンドル舵角制限回路22、車速センサ14に接続された旋回限界 μ 推定回路24、車速センサ14及びハンドル舵角制限回路22に接続された目標状態量演算制御回路30、目標状態量演算制御回路30及び実状態量検出センサ15に接続された演算器31、減算器31に接続されたフィードバック量演算回路32、及び、フィードバック量演算回路32及びハンドル舵角制限回路22に接続された加算器33を備えている。加算器33は、旋回限界 μ 推定回路2

(4)

特開平11-334637

5

6

4及び前輪操舵制御機構18に接続されている。

【0027】次に、本実施の形態の作用を説明する。

【0028】本実施の形態に係る車両走行安定化装置の作用を説明するに当たって、図4に示すように、比較的スピンを比較のスピンを起し易いタイヤ特性として、後輪のコーナリングフォース/接地荷重が前輪より小さな値で飽和するコーナリング特性を考慮する。即ち、図4の例では、前輪のコーナリングフォース/接地荷重（点線参照）は、スリップ角8[deg]で飽和するの*

*に対し、後輪のコーナリングフォース/接地荷重（実線参照）は、スリップ角6[deg]で飽和する。

【0029】最初に、実状態検出センサ15、目標状態演算回路30、及びフィードバック演算回路32等による制御アルゴリズムを図3を参照して説明する。

【0030】ここで、車両旋回時の線形の運動方程式は次式(1)により記述される。

【0031】

【数1】

$$\frac{d}{dt}x = A \cdot x + B_f \cdot \delta_f + B_r \cdot W \cdot (-\Delta) \cdot C \cdot x$$

但し、

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{c_f + c_r}{mv} & -1 - \frac{a_f c_f - a_r c_r}{mv^2} \\ -\frac{a_f c_f - a_r c_r}{I_z} & -\frac{a_f^2 c_f + a_r^2 c_r}{I_z v} \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$B_f = \begin{bmatrix} \frac{c_f}{mv} \\ \frac{a_f c_f}{I_z} \end{bmatrix}, \quad B_r = \begin{bmatrix} \frac{c_r}{mv} \\ -\frac{a_r c_r}{I_z} \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & -\frac{a_r}{v} \end{bmatrix}$$

$$x = [\beta \quad \gamma]^T$$

a_f, a_r : 前後軸、重心間距離

c_f, c_r : 前後輪のコーナリングスティッフネスノミナル値

F_f, F_r : 前後輪のコーナリングフォース

I_z : ヨー慣性モーメント

m : 車両質量

v : 車速

W : 変動の基準化のための重み

β : 横すべり角

γ : ヨー角速度

Δ : 後輪タイヤの変動

(5)

特開平11-334637

8

7

また、車両の旋回時の運動方程式は、

【0032】

【数2】

$$mv(\beta + \gamma) = F_r + F_f \quad (2)$$

$$I_z \dot{\gamma} = a_r F_r - a_f F_f \quad (3)$$

により表される。但し、 F_r 、 F_f はそれぞれ、次式
(4)、(5) から得られる。

$$F_r = -C_r \alpha_r \quad (4)$$

$$F_f = -C_f (1 + w\Delta) \alpha_f \quad (5)$$

更に、 α_r 、 α_f はそれぞれ、前輪スリップ角、後輪スリップ角であり、次式(6)、(7)により得られる。

$$\alpha_r = \beta + (a_r / v) \gamma - \delta_r \quad (6)$$

$$\alpha_f = \beta - (a_f / v) \gamma \quad (7)$$

なお、 Δ は、前述したように、スピンの原因となる後輪
タイヤ特性の飽和を含む非線形な変動を表している。
変動の上限である $\Delta = 1$ とした C_f 、 $(1 + w)$ は、コー
ナリングフォースの傾きの上限を、変動の下限である $\Delta = -1$ とした C_f 、 $(1 - w)$ は、コーナリングフォース
の傾きの下限をそれぞれ表している。なお、コーナリン
グスティッフネスノミナル値は、コーナリングフォース
の傾きの最大値と最小値の平均値を表している。

【0033】これらの式を整理すると、ドライバのハン
ドル操舵に応じた旋回運動を実現するための車両運動の
線形モデルである規範モデルG。の車両運動方程式が、
次式(8)式により表される。

【0034】

$$PA + A^T P + P(B_f B_r^T - \frac{1}{D^2} B_f B_r^T)P + C^T C = 0 \quad (9)$$

に基づいて、前輪のフィードバック制御量uを、

【0036】

$$u = -Kx = -\frac{1}{D^2} B_r^T P x \quad (10)$$

と求めるものである。

【0037】以上の制御下において、車速20[m/s]の
基でのステップ操舵シミュレーション結果を図5
(A)～図5(C)、図6(A)～図6(C)に示す。
図5(A)～図5(C)、図6(A)～図6(C)はそれ
ぞれ、ハンドル操舵角 $\delta_{sw} = 0.05$ [rad]、 $\delta_{sw} = 0.1$ [rad]
としたとのアンチスピン制御をした場合(実線)とし
ない場合(点線)の車両の時間応答を示している。
いずれの場合でもアンチスピン制御によりスピンは
防止できていることは分かる。しかしながら、定

*【数3】

$$\frac{dx}{dt} = A_0 x_0 + B_{f0} \delta_{sw} \quad (8)$$

但し、

$$x_0 = [\beta_0, \gamma_0]^T$$

$$A_0 = \begin{bmatrix} -\frac{C_{r0} + C_{f0}}{mv} & -1 - \frac{a_r C_{r0} - a_f C_{f0}}{mv^2} \\ -\frac{a_r C_{r0} - a_f C_{f0}}{I_z} & -\frac{a_r^2 C_{r0} + a_f^2 C_{f0}}{I_z v} \end{bmatrix}$$

$$B_{f0} = \begin{bmatrix} \frac{C_{r0}}{mv} \\ \frac{a_f C_{f0}}{I_z} \end{bmatrix}$$

但し、 x_0 は規範モデルの状態量(目標状態量：横滑り
角 β_0 、ヨー角速度 γ_0)、 δ_{sw} はドライバの操舵する
ハンドル操舵角、 C_{r0} 、 C_{f0} は、規範モデルのコーナ
リングスティッフネス(コーナリングフォースの傾き(高
μ路におけるコーナリングフォースの原点付近の傾
き))を表している。ここで、任意の Δ ($-1 \leq \Delta \leq 1$)
に対して制御系を安定化させるためには、wから α
までのL₁ゲインを1未満とすればよいことが知られ
ている。また、wから α までのL₂ゲインは、 δ_{sw} に
は無関係であるため $\delta_{sw} = 0$ として設計問題を考えるこ
とができる。ここでは操作量に関する重みD=0.6も
考慮し、wからz[α , Du]^TまでのL₂ゲインを
1未満とするコントローラゲインKを、Riccati 方程式
【0035】

*【数4】

*【数5】

※

常的なヨー角速度に注目(図5(B)及び図6(B)参
照)すると、ハンドル操舵角が小さい場合(図5
(B))の定常的なヨー角速度は、 γ_0 であり、ハン
ドル操舵角が大きい場合(図6(B))の定常的なヨー角
速度は、 γ_0 である。即ち、上記制御下では、定常的な
ヨー角速度は、ハンドル操舵角が小さい方がハンドル操
舵角が大きい方より大きな値($\gamma_0 > \gamma_0$)を示したこ
とがわかる。これは、ハンドル操舵角を大きくした方
が旋回半径が大きくなっていること、即ち、ハンドルを
切るほど急旋回とならないことを表している。これは望

9

ましくない特性である。図7(A)、図7(B)は、ハンドル操舵角と平衡点の状態量、即ち、定常的な横滑り角(図7(A))とヨー角速度(図7(B))の関係を示したものである。この図7(A)、図7(B)から理解されるように、ヨー角速度はハンドル操舵角が0.06[rad]付近で極大となり、それ以降はハンドル操舵角を切り増すほどヨー角速度は小さくなってしまふ。なお、横滑り角も急激に大きくなる。この問題は、コントローラ32へ入力されるハンドル操舵角を0.06[rad](上限値)付近で制限し、ドライバがこれ以上の操舵を行った場合でもコントローラ32へのハンドル操舵角入力を、0.06[rad](上限値)とすることにより、解決することができる、と考えることもできる。しかしながら、このようなハンドル操舵角の上限値は、走行する路面の特性に依存するものであり、未知パラメータとして取り扱わなければならない。

【0038】そこで、図2に示すように、旋回限界μ推定回路24により、コーナリングフォース特性をオンラインで同定し、同定したパラメータに基づいて、ヨー角速度の極大値 γ_{max} 、(旋回限界μ)を求め、ハンドル舵角制限回路22は、ヨー角速度の極大値 γ_{max} に基づいて、ハンドル操舵角の上限値を設定するものである。

【0039】次に、旋回限界μ推定回路24によるヨー角速度の極大値 γ_{max} の算出方法を説明する。

【0040】車輪のスリップ速度(車輪のすべり状態に関する状態量 $(-\alpha_r)$)とコーナリングフォース(車輪の発生力 (F))との関係が直線に近似される運動モ*

$$(a_f + a_r)a_r c_n - (a_f + a_r)F_n = -a_r mv(\dot{\beta} + \gamma) - I_z \dot{\gamma}$$

$$(a_f + a_r)a_r c_n - (a_f + a_r)F_n = -a_r mv(\dot{\beta} + \gamma) - I_z \dot{\gamma}$$

即ち、

【0046】

【数10】

$$\phi_1^T \cdot \theta_1 = y_1 \quad (15)$$

$$\phi_2^T \cdot \theta_2 = y_2 \quad (16)$$

$$\phi_1 = \begin{bmatrix} (a_f + a_r)\alpha_r \\ -a_r - a_r \end{bmatrix}, \quad \theta_1 = \begin{bmatrix} c_n \\ F_n \end{bmatrix}, \quad y_1 = -a_r mv(\dot{\beta} + \gamma) - I_z \dot{\gamma}$$

$$\phi_2 = \begin{bmatrix} (a_f + a_r)\alpha_r \\ -a_r - a_r \end{bmatrix}, \quad \theta_2 = \begin{bmatrix} c_n \\ F_n \end{bmatrix}, \quad y_2 = -a_r mv(\dot{\beta} + \gamma) - I_z \dot{\gamma}$$

を得る。(15)式、(16)式の θ_i ($i=1,2$)の推定は、最小2乗法の適用により、

(6)

特開平11-334637

10

*デル(図8参照)を考える。この場合の非線形のタイヤ特性は、

【0041】

【数6】

$$F_f = -c_n \alpha_f + F_n \quad (11)$$

$$F_r = -c_n \alpha_r + F_n \quad (12)$$

と近似し、 c_{n1} 、 F_{n1} 、 c_{n2} 、 F_{n2} をオンラインで同定する。

【0042】ところで、車両運動方程式は、

【0043】

【数7】

$$mv(\dot{\beta} + \gamma) = F_f + F_r \quad (13)$$

$$I_z \dot{\gamma} = a_f F_f - a_r F_r \quad (14)$$

と記述でき、(11)式、(12)式を、(13)式、(14)式に代入すると、

【0044】

【数8】

$$mv(\dot{\beta} + \gamma) = -c_{n1} \alpha_f + F_{n1} - c_{n2} \alpha_r + F_{n2}$$

$$I_z \dot{\gamma} = -a_f c_{n1} \alpha_f + a_f F_{n1} + a_r c_{n2} \alpha_r - a_r F_{n2}$$

となり、さらに整理すると、

【0045】

【数9】

※但し、

【0047】

【数11】

【0048】

【数12】

(7)

特開平11-334637

11

12

$$\theta_i(k) = \theta_i(k-1) + L_i(k)(y_i(k) - \phi_i(k)^T \cdot \theta_i(k-1)) \quad (17)$$

$$L_i(k) = \frac{P_i(k-1)\phi_i(k)}{\lambda + \phi_i(k)^T \cdot P_i(k-1) \cdot \phi_i(k)} \quad (18)$$

$$P_i(k) = \frac{1}{\lambda} \left[P_i(k-1) - \frac{P_i(k-1) \cdot \phi_i(k) \cdot \phi_i(k)^T \cdot P_i(k-1)}{\lambda + \phi_i(k)^T \cdot P_i(k-1) \cdot \phi_i(k)} \right] \quad (19)$$

から決定できる。ここでは、忘却係数 $\lambda = 0.7$ とし、10 [ms] 毎に演算を行う。

【0049】上記(17)~(19)により、 c_{r1} 、 F_{r1} 、 c_{r1} 、 F_{r1} をオンラインで同定したら、次に、 c_{r1} 又は c_{r1} が0（又は0近くの値）となったときの F_{r1} 又は F_{r1} に基づいて、次式(20)から、ヨー角速度の極大値 γ_{max} を求める。

【0050】

【数13】

$$\gamma_{max} = \begin{cases} \frac{a_f + a_r}{mva_r} F_{r1} & (c_{r1} = 0) \\ \frac{a_f + a_r}{mva_r} F_{r1} & (c_{r1} = 0) \end{cases} \quad (20)$$

$$\gamma_{max} = \frac{C_{r0} C_{r0} (a_f + a_r) v}{C_{r0} C_{r0} (a_f + a_r) v^2 - (a_f C_{r0} - a_r C_{r0}) m v^2} \delta_{sn} \quad *$$

を得る。この関係から、

【0053】

$$\delta_{max} = \frac{C_{r0} C_{r0} (a_f + a_r) v^2 - (a_f C_{r0} - a_r C_{r0}) m v^2}{C_{r0} C_{r0} (a_f + a_r) v} \gamma_{max} \quad *$$

が得られる。このようにハンドルの舵角の上限値 δ_{max} を設定することにより、規範モデルの出力の定常ヨー角速度を極大値 γ_{max} とすることができる。

【0054】次に、本実施の形態の作用を具体的に説明する。即ち、ハンドルの舵角センサ12は、検出したハンドルの舵角 δ_{sn} を、車速センサ14は、検出した車速 V を、それぞれ制御回路16に入力する。

【0055】ハンドルの舵角 δ_{sn} は、ハンドルの舵角制限回路22に入力され、上記のようにハンドルの舵角の上限値 δ_{max} を超えないように制限する。制限されたハンドルの舵角は、目標状態演算回路30及び加算器33に入力される。目標状態演算回路30は、ハンドルの舵角及び車速 V に基づいて、目標状態 x_0 を演算する。実状態検出センサ15は、車両の運動状態である横滑り角及びヨー角速度を実状態 x として検出する。目標状態 x_0 及び実状態 x は、減算器31に入力され、偏差（目標状態 x_0 - 実状態 x ）が求められる。偏差 u はフィードバック演算回路32に入力さ

*次に、ハンドルの舵角制限回路22によるハンドルの舵角の上限値 δ_{max} の算出方法を説明する。

【0051】ヨー角速度の極大値 γ_{max} に対応したハンドルの舵角の上限値 δ_{max} は規範モデルの平衡点($dx/dt = 0$)から求めることができる。即ち、(9)式より、

$$0 = A_0 x_0 + B_{r0} \delta_{sn}$$

が得られ、ハンドルの舵角が δ_{sn} のときの状態 $x_0 =$

$$[\beta_0, \gamma_0]^T \text{は、}$$

$$x_0 = -A_0^{-1} B_{r0} \delta_{sn}$$

となり、

【0052】

【数14】

*【数15】

*【数15】

$$\delta_{max} = \frac{C_{r0} C_{r0} (a_f + a_r) v^2 - (a_f C_{r0} - a_r C_{r0}) m v^2}{C_{r0} C_{r0} (a_f + a_r) v} \gamma_{max} \quad *$$

(21)

れる。フィードバック演算回路32は、偏差 u に基づいて、フィードバック u を演算して、加算器33に入力する。前輪舵角機構18は、加算器33の出力に基づいて、前輪の向きを制御する。即ち、目標状態 x_0 に追従するように制御される。この目標状態 x_0 は、ハンドルの舵角の上限値 δ_{max} を超えないように制限されたものである。即ち、旋回限界 μ 推定回路24には、車速 v 及び前輪舵角の指令値が入力され、入力された車速 v 及び前輪舵角の指令値と、式(17)~(19)とに基づいて、コーナリングフォース F_{r1} 、 F_{r1} を特定する C_{r0} 、 C_{r0} （傾き）及び F_{r0} 、 F_{r0} （切片）を求める。求めた C_{r0} 又は C_{r0} が0（又は0に近い値）となったときの F_{r1} 又は F_{r1} に基づいて、(20)式から、ヨー角速度の極大値 γ_{max} を求める。ハンドルの舵角制限回路22は、ヨー角速度の極大値 γ_{max} と、(21)式とに基づいて、ハンドルの舵角の上限値 δ_{max} を求める。ハンドルの舵角 δ_{sn} がハンドルの舵角の上限値 δ_{max} を超えないように制限してい

13

【0056】以上説明したように本実施の形態によれば、ヨー角速度が極大となる時のハンドルの操舵量である限界値を演算し、車両の向きを制御する制御量が、限界値に基づいて車両の向きを制御する制御量を超えないように、制限している。即ち、ドライバーによるハンドル舵角が上記上限値を超えた場合、コントローラに入力されるハンドル舵角を上限値に制限している。この制限された制御量に基づいて、車両の向きを制御するので、ハンドル舵角が大きくなるほど定常状態のヨー角速度が小さくならないようにする、即ち、旋回半径が大き

くならないようにすることができる。
【0057】上記効果を示すため、10[S]間2回(t_1 (1[S])、 t_2 (7[S])、図6と同じハンドル舵角 $\delta_{in} = 0.1$ [rad] (限界値より大きい角度)のステップ操舵のシミュレーションを行ってみたところ、横滑り角の変化、ヨー角速度の変化はそれぞれ、図9(A)、図9(B)に示すようになり、操舵角(実際のハンドル舵角及びコントローラに入力されるハンドル舵角)の変化、傾き C_{ro} 、 C_{re} 、及び F_{ro} 、 F_{re} はそれぞれ、図10(A)～図10(C)に示すようになった。

【0058】図10(A)に示すように、1回目のステップ操舵では、操舵の瞬間(t_1)付近のコーナリング特性がまだ同定されていないため、フィードバック演算回路32へ入力されるハンドル舵角(一点鎖線50)は制限されず、ドライバの操舵するハンドル舵角*

$$\delta_{max} = \frac{c_{fo}c_{ro}(a_f + a_r)^2 g \sim (a_f c_{fo} - a_r c_{ro}) m g v^2}{c_{fo}c_{ro}(a_f + a_r) v^2} \mu_{max} \quad (22)$$

なお、この上限値 δ_{max} を用いてハンドル舵角を制限した場合、規範モデルの状態量の定常値は、

【0063】
【数17】

$$x_0 = [\beta_{max} \quad \gamma_{max}]^T$$

となる。

【0064】また、旋回限界 μ_{max} は、次のように求める。即ち、実舵角、実状態量、車速から上記(17)～(19)を用いて前後輪のコーナリングフォースの傾き C_{ro} 、 C_{re} 及び F_{ro} 、 F_{re} (切片)を求め、求めた C_{re} 又は C_{ro} ※

$$\begin{aligned} \mu_{max} &= \frac{F_{ro}}{W_f} && \text{(前輪コーナリングフォースが飽和した場合)} \\ \mu_{max} &= \frac{F_{re}}{W_r} && \text{(後輪コーナリングフォースが飽和した場合)} \end{aligned} \quad (23)$$

次に、本実施の形態の第2の変形例を説明する。本変形例の構成は、上記第1の実施の形態と略同様であるので、同一部分には同一の符号を付してその説明を省略

(8)

特開平11-334637

14

* (破線52)に一致している。 c_{re} は、1.6[s]付近で0となる。この結果、上式より極大値 γ_{max} が求められ、この値に基づいたハンドル操舵角の制限が行われ、図6と比較して大きな定常ヨー角速度 r_c ($> r_c$)が得られる。また、2回目のステップ操舵の際には、ハンドル操舵角の限界値 δ_{max} が操舵の瞬間(t_2)からわかっているため、ハンドル操舵角の制限は操舵の瞬間から行われ、オーバーシュートの少ない安定した旋回特性が得られた。

【0059】次に、本実施の形態の第1の変形例を説明する。本変形例の構成は、上記第1の実施の形態と略同様であるので、同一部分には同一の符号を付してその説明を省略し、異なる部分のみ説明する。

【0060】本変形例に係る制御回路16は、図11に示すように、ハンドル舵角制限回路22には更に車速センサ14が接続されると共に旋回限界 μ 推定回路24には更に実状態量検出センサ15が接続される点で、第1の実施の形態(図2参照)と相違する。

【0061】本変形例に係るハンドル舵角制限回路22は、ハンドル舵角の上限値 δ_{max} を、旋回限界 μ 推定回路24により推定された旋回限界 μ_{max} (限界旋回時に発生する横加速度を重力加速度 9.8 m/S^2 で割り、無次元化した値)を用いて、次式(22)により求める。

【0062】

【数16】

※が0(又は0に近い値)となる時の F_{r1} 又は F_{r2} 、前2輪の荷重 W_{r1} 、及び後2輪の荷重 W_{r2} と、を用いて次式(23)により演算する。なお、ここで演算される F_{r1} 、 F_{r2} は左右2輪分の和であることから、輪荷重も左右2輪分を用いて演算する。また、輪荷重は荷重センサを用いたり、予め設定された値を用いたり、予め設定された値を前後加速度、横加速度、ヨー角速度等を用いて補正した値を用いても良い。

【0065】

【数18】

し、異なる部分のみ説明する。

【0066】本変形例に係る制御回路16は、図12に示すように、ハンドル舵角制限回路22には更に車速セ

15

ンサ14が接続されると共に旋回限界 μ 推定回路24には、種々の態様で種々の素子が接続される点で、第1の実施の形態(図2参照)と相違する。

【0067】本変形例に係るバンドル舵角制限回路22は、ハンドル舵角の上限値 δ_{max} を、旋回限界 μ 推定回路24により後述するように推定された旋回限界 μ_{max} を用いて、上式(22)により求める。

【0068】また、旋回限界 μ_{max} は、次のように求める。

【0069】即ち、ABS作動検出センサ及びホイール圧検出センサを更に備え、旋回限界 μ 推定回路24にABS作動検出センサ及びホイール圧検出センサが接続されている場合において、ABS作動検出センサにより1輪がABS作動したことが検出されたときに、ホイール圧検出センサにより検出されたホイールシリンダ油圧 P_{abs} から、次式(24)により求める。

【0070】

【数19】

$$\mu_{max} = \frac{k \cdot P_{abs}}{W} \quad (24)$$

但し、 k はホイールシリンダ油圧を制動力に変換するためのバッド μ に応じた定数である。また、 W はABS作動したときの輪荷重である。ここで、前2輪又は後2輪がABS作動したときには、1輪毎に旋回限界 μ を求め、左右輪の平均を、上記上限値を求めるための旋回限界 μ_{max} とするようにしてもよい。更に、前後輪がABS作動したときには、前後輪の旋回限界 μ の小さい方を旋回限界 μ_{max} とするようにしてもよい。

【0071】また、ABS作動検出センサ及び車体加速度検出センサを備え、旋回限界 μ 推定回路24にABS作動検出センサ及び車体加速度検出センサが接続されている場合において、ABS作動検出センサによりABSの作動が検出されたときの車体加速度検出センサにより検出された車体加速度 g から、次式(25)により求める。

【0072】

【数20】

$$\mu_{max} = \frac{g_b}{g} \quad (25)$$

但し、 g は重力加速度である。

【0073】更に、車輪速検出センサ及びホイール圧検出センサを更に備え、旋回限界 μ 推定回路24に車輪速検出センサ及びホイール圧検出センサが接続されている場合において、車輪速信号の時系列データから車輪と路面との間の摩擦係数 μ のスリップ速度に対する勾配(μ 勾配)を推定し、 μ 勾配がある基準値以下となったときのホイール圧検出センサにより検出されたホイールシリンダ油圧 P_{μ} から、次式(26)により求める。

(9)

特開平11-334637

16

【0074】

【数21】

$$\mu_{max} = \frac{k \cdot P_{\mu}}{W} \quad (26)$$

但し、 k はホイールシリンダ油圧を制動力に変換するためのバッド μ に応じた定数である。また、 W は輪荷重(μ 勾配が基準値以下となったときに検出された)である。

【0075】ここで、前2輪又は後2輪の μ 勾配が基準値以下となったときには、1輪毎に旋回限界 μ を求め、左右輪の平均を、上記上限値を求めるための旋回限界 μ_{max} とするようにしてもよい。更に、 μ 勾配が基準値以下となったときときには、前後輪の旋回限界 μ の小さい方を旋回限界 μ_{max} とするようにしてもよい。

【0076】また、車輪速検出センサ及び車体加速度検出センサを更に備え、旋回限界 μ 推定回路24に車輪速検出センサ及び車体加速度検出センサが接続されている場合において、車輪速信号の時系列データから μ 勾配を推定し、 μ 勾配がある基準値以下となったとき車速加速度 g から、上式(25)により求める。

【0077】以上説明した実施の形態では、前輪操舵機構を制御して、車輪の向きを制御しているが、本発明はこれに限定されず、後輪、前輪及び後輪の向きを制御するようにしてもよい。更に、車両の複数の車輪の少なくとも1つに作用する制動力を制御するようにしてもよい。なお、前輪操舵機構を制御しているが、操舵量を制限するだけでもよい。

【0078】また、状態量は、ヨー角速度及び横揺り角に限定されず、ヨー角速度のみとすることができる。この場合の規範モデルでは、上式(8)及び次式(27)を組み合わせることにより得られる。

【0079】

【数22】

$$\gamma_0 = C_{\gamma 0} x_0 \quad (27)$$

但し、

【0080】

【数23】

$$C_{\gamma 0} = [0 \quad 1]$$

である。

【0081】また、状態量を横加速度 g 、とした場合の規範モデルでは、次式の運動方程式。

【0082】

【数24】

$$g_y = v \cdot (\beta + \gamma)$$

という関係から、上式(18)式及び次式(28)を組み合わせることにより得られる。

$$\begin{array}{ll}
 \text{【0083】} & \text{17} \\
 \text{【数25】} & \\
 g_{y0} = C_{g0}x_0 + D_{g0}\delta_{sw} & (28) \\
 \text{但し、} & \\
 \text{【0084】} & \\
 \text{【数26】} & \\
 C_{g0} = v\{C_{\beta 0}A_0 + C_{r0}\}, \quad D_{g0} = v \cdot C_{\beta 0}B_{f0} & \\
 C_{\beta 0} = [1 \quad 0] &
 \end{array}
 \quad
 \begin{array}{ll}
 \text{特開平11-334637} & \\
 \text{18} & \\
 * & \\
 m(\dot{v}_y + v\gamma) = F_f + F_r & \\
 I_z \dot{\gamma} = a_f F_f - a_r F_r & \\
 \text{但し、} & \\
 \text{【0086】} & \\
 \text{【数28】} & \\
 F_f = -c_{f0} \left(\frac{v_y + a_f \gamma}{v} - \delta_{sw} \right) & \\
 F_r = -c_{r0} \cdot \frac{v_y - a_r \gamma}{v} &
 \end{array}$$

更に、状態量をヨー角速度と横速度 v 、とした場合の規範モデルでは、次式の運動モデル、

$$\begin{array}{ll}
 \text{【0085】} & \\
 \text{【数27】} & \\
 \dot{x}_{v0} = A_{v0}x_{v0} + B_{vf0}\delta_{sw} & * \\
 \text{【数29】} & (29)
 \end{array}$$

$$\begin{array}{l}
 x_{v0} = [v_{y0} \quad \gamma_0]^T \\
 A_{v0} = \begin{bmatrix} \frac{c_{f0} + c_{r0}}{mv} & -v - \frac{a_f c_{f0} - a_r c_{r0}}{I_z v} \\ \frac{a_f c_{f0} - a_r c_{r0}}{I_z v} & -\frac{a_f^2 c_{f0} + a_r^2 c_{r0}}{I_z v} \end{bmatrix}, \quad B_{vf0} = \begin{bmatrix} \frac{c_{f0}}{a_f c_{f0}} \\ \frac{m}{I_z} \end{bmatrix}
 \end{array}$$

である。

【0088】次に、第2の実施の形態を説明する。なお、本実施の形態は、前述した第1の実施の形態の構成と同様の部分があるので、同一部分には同一の符号を付してその説明を省略する。

【0089】図13に示すように、本実施の形態に係る車両走行安定化装置は、ホイール圧センサ60、ABS作動検出センサ61、ハンドル舵角センサ12及び直進センサ14各々に接続される目標状態量演算回路20を備えている。ホイール圧センサ60及びABS作動検出センサ61は旋回限界 μ 推定回路62に接続されている。目標状態量演算回路20及び旋回限界 μ 推定回路62には、直進センサ14に接続された目標状態量制限回路64が接続されている。目標状態量制限回路64及び実状態量検出センサ15は、減算器66に接続されている。減算器66には、フィードバック量演算回路68が接続され、フィードバック量演算回路68には、ブレーキ制御回路70が接続されている。

【0090】次に、本実施の形態の作用を説明する。

【0091】旋回限界 μ 推定回路62は、ABS作動検出センサ61により1輪がABS作動したことが検出されたときのホイール圧センサ60により検出されたホイール圧 P_{wi} に基づいて、上式(24)から、路面 μ_{wi} を

これらの式を整理すると、次式(29)式を得る。

$$\begin{array}{ll}
 \text{【0087】} & \\
 \text{【数29】} & (29)
 \end{array}$$

推定する。なお、前述したように、ここで演算される F_{fi} 、 F_{ri} は左右2輪分の和であることから、輪荷重も左右2輪分を用いて演算する。また、輪荷重は荷重センサを用いたり、予め設定された値を用いたり、予め設定された値を前後加速度、横加速度、ヨー角速度等を用いて補正した値を用いても良い。

【0092】推定した路面 μ_{wi} の値は、目標状態量制限回路64に入力される。目標状態量制限回路64は、路面 μ_{wi} 及び車速 v に基づいて、ヨー角速度の限界値 r_c を、次式(30)から演算する。

$$\begin{array}{ll}
 \text{【0093】} & \\
 \text{【数30】} & \\
 r_c = \frac{g}{v} \mu_{\max} & (30)
 \end{array}$$

但し、 g は重力加速度、 v は車速である。

【0094】横滑り角の上限値 γ_c は、上式(5)から、上式(31)より演算することができる。

$$\begin{array}{ll}
 \text{【0095】} & \\
 \text{【数31】} &
 \end{array}$$

$$\beta_{\max} = \left(\frac{a_r g}{v^2} - \frac{a_f m g}{c_{r0}(a_f + a_r)} \right) \mu_{\max} \quad (31)$$

19

ところで、状態量がヨー角速度及び横滑り角以外の場合、即ち、横速度 v 、であるときは、次式の運動方程式

【0096】

【数32】

$$F_r = -c_{r0} \cdot \frac{v_y - a_r \gamma}{v}$$

から目標横速度の上限値は、次式(32)から求めることができる。

【0097】

【数33】

$$v_{y\max} = \left(\frac{a_r g}{v} - \frac{a_f m g v}{c_{r0}(a_f + a_r)} \right) \mu_{\max} \quad (32)$$

また、状態量が横加速度 g 、であるときは、次式の運動方程式

【0098】

【数34】

$$g_y = v \cdot (\dot{\beta} + \gamma)$$

から目標横加速度の上限値は、次式(33)から求めることができる。

【0099】

【数35】

$$g_{y\max} = g \mu_{\max} \quad (33)$$

そして、目標状態量制限回路64は、目標状態量演算回路20により演算された目標状態量が、上記限界値(30)式～(33)式)を超えないように制限している。即ち、目標状態量が上記限界値(30)式～(33)式)を超えている場合には、目標状態量を上記上限値に変更する。このように制限された目標状態量は、減算器66に入力される。減算器66は、制限された目標状態量から実状態量を減算して偏差を求める。

【0100】フィードバック量演算回路68は、実状態量と制限された目標状態量との偏差に基づき、車両がスピンに陥らない範囲内でハンドル操舵量に対する車両の挙動を最適にするとともに、横風などの外乱に対する安定性を向上させるよう実状態量 x を目標状態量 x_0 に追従させるための制動力の配分によって生じるヨーモーメントをフィードバック量 u として演算する。

【0101】ABS制御回路70は、ヨーモーメントであるフィードバック量信号 u に基づき、旋回外側前輪に制動力を付加することによって該ヨーモーメントを発生させる。

【0102】以上説明したように本実施の形態によれば、ヨー角速度の極大値を求め、ヨー角速度の極大値に基づいて、目標状態量を制限し、制限された目標状態量に追従するように制動力を制御するようにしているため、ハンドル舵角が大きくなるほど定常状態のヨー角速

(11)

特開平11-334637

20

度が小さくならないようにすることができる。

【0103】なお、本実施の形態では、旋回外側前輪に制動力を付加してヨーモーメントを発生させる場合を説明したが、前輪舵角を制御するようにしてもよく、また前輪舵角の制御と前輪の制動力付与を共に行ってもよい。更に、前輪及び後輪の少なくとも一方の舵角の修正操舵制御を行うようにしてもよい。更に、上記制動力制御及び修正操舵制御を共に行うようにしてもよい。

【0104】次に、本実施の形態の第1の変形例を説明する。本変形例は、図14に示すように、第2の実施の形態の構成(図13参照)と比較すると、ホイール圧センサ60及びABS作動検出センサ61が省略され、旋回限界 μ 推定装置62が、ハンドル操舵角センサ12及び車速センサ14に接続されている点で相違する。本変形例に係る旋回限界 μ 推定装置62は、前述した旋回限界 μ_{\max} を、前述した第1の実施の形態に係る第1の変形例の上式(23)に従って推定する。

【0105】次に、本実施の形態の第2の変形例を説明する。本変形例は、図15に示すように、旋回限界 μ 推定装置62が、前述した第1の実施の形態に係る第1の変形例と同様に種々の態様(上記式(24)式～(26))で、旋回限界 μ_{\max} を演算する。

【0106】

【発明の効果】以上説明したように本発明は、車輪のすべり状態に関する状態量と車輪の発生力との関係が直線に近似される運動モデル及び検出された車速に基づいて得られる該状態量に基づいて、直線の傾きと、傾きが0を含む所定範囲内のときの車輪の発生力の値と、を演算し、演算した直線の傾きと車輪の発生力の値とに基づいて旋回の限界値を推定するので、ハンドルを操舵した操舵量が大きくなるに従って旋回半径が大きくなることを防止する等のために操舵量や車両の旋回運動の目標とする状態量である目標状態量等の旋回の限界値を推定することができる、という効果を有する。

【0107】また、本発明は、目標状態量が制動時又は旋回時の車輪の発生力の限界に基づいて推定した限界値を超えないように制限し、制限された目標状態量と実状態量との偏差に基づいて、車両の向きを制御するので、ハンドルを操舵した操舵量が大きくなったとしても、操舵量が大きくなるに従って旋回半径が大きくなることを防止することができる、という効果を有する。

【図面の簡単な説明】

【図1】第1の実施の形態に係る車両走行安定化装置のブロック図である。

【図2】制御回路の詳細図である。

【図3】本実施の形態に係る車両走行安定化装置の制御アルゴリズムを示す図である。

【図4】前輪及び後輪各々のスリップ角とコーナリングフォース/接地荷重との関係を示した図である。

【図5】(A)～(C)は、ハンドルをハンドル操舵角

(12)

特開平11-334637

21

22

0.05 [rad] 操舵したときの横滑り角、ヨー角速度、及び操舵角の変化を、アンチスピン制御した場合としない場合の各々について示した図である。

【図6】(A)～(C)は、ハンドルをハンドル操舵角0.1 [rad] 操舵したときの横滑り角、ヨー角速度、及び操舵角の変化を、アンチスピン制御した場合としない場合の各々について示した図である。

【図7】(A)は、操舵角と横滑り角との関係、(B)は、操舵角とヨー角速度との関係を示した図である。

【図8】車輪のスリップ速度とコーナリングフォースとの関係が直線に近似される非線形のタイヤ特性を示した図である。

【図9】(A)は、本実施の形態の走行安定化装置による、10 [S] 間に、ハンドルを2回、限界値より大きい角度操舵したときの横滑り角の変化、(B)は、本実施の形態の走行安定化装置による、10 [S] 間に、ハンドルを2回、限界値より大きい角度操舵したときのヨー角速度の変化を示した図である。

【図10】(A)は、本実施の形態の走行安定化装置による、10 [S] 間に、ハンドルを2回、限界値より大きい角度操舵したときの操舵角(実際のハンドル操舵角及びコントローラに入力されるハンドル操舵角)の変化、(B)は、本実施の形態の走行安定化装置による、10 [S] 間に、ハンドルを2回、限界値より大きい角度操舵したときの傾きの値、(C)は、本実施の形態の*

* 走行安定化装置による、10 [S] 間に、ハンドルを2回、限界値より大きい角度操舵したときの切片の値の変化を示した図である。

【図11】第1の実施の形態の第1の変形例に係る制御回路のブロック図である。

【図12】第1の実施の形態の第2の変形例に係る制御回路のブロック図である。

【図13】第2の実施の形態に係る車両走行安定化装置のブロック図である。

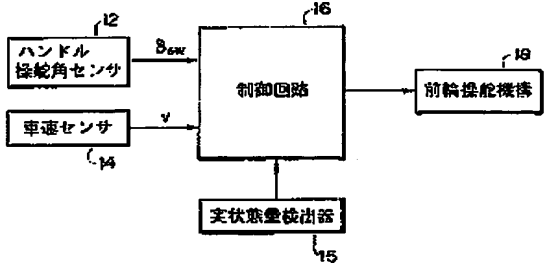
【図14】第2の実施の形態の第1の変形例に係る制御回路のブロック図である。

【図15】第2の実施の形態の第2の変形例に係る制御回路のブロック図である。

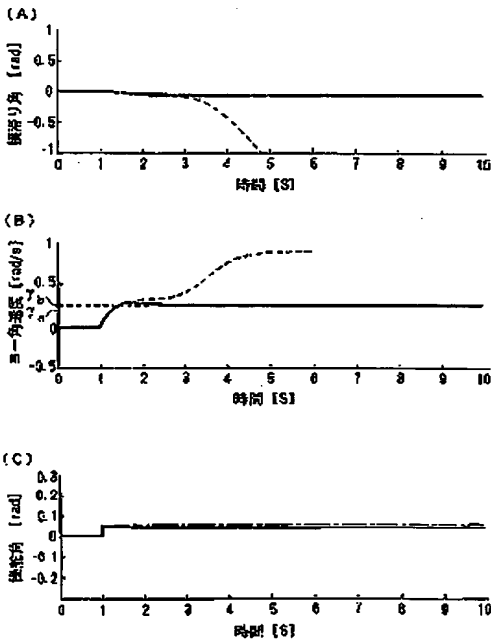
【符号の説明】

- 12 ハンドル操舵角センサ
- 14 車速センサ
- 16 制御回路
- 18 前輪操舵機構
- 22 ハンドル舵角制限回路
- 24 旋回限界 μ 推定回路
- 15 実状態量検出センサ
- 30 目標状態量演算回路
- 64 目標状態量制限回路
- 68 フォードバック量演算回路
- 70 ブレーキ制御回路

【図1】



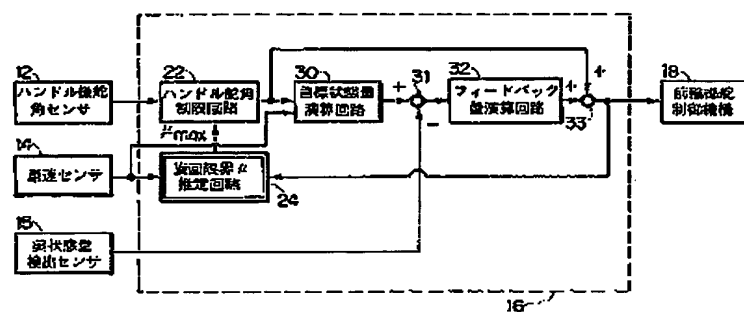
【図5】



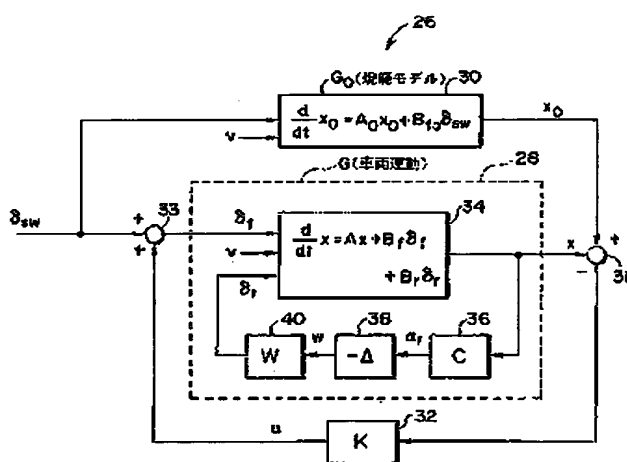
(13)

特開平11-334637

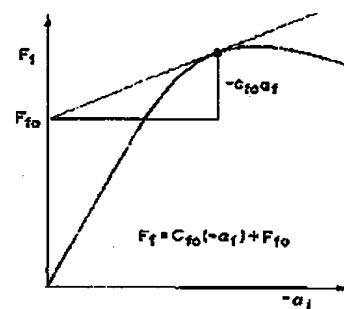
【図2】



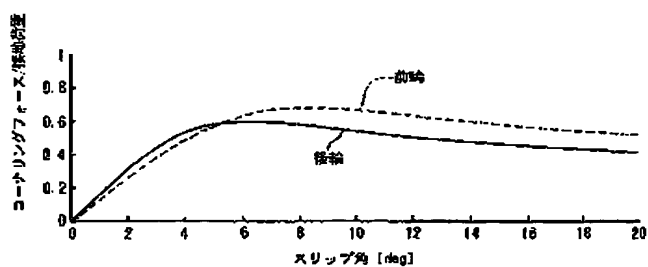
【図3】



【図8】



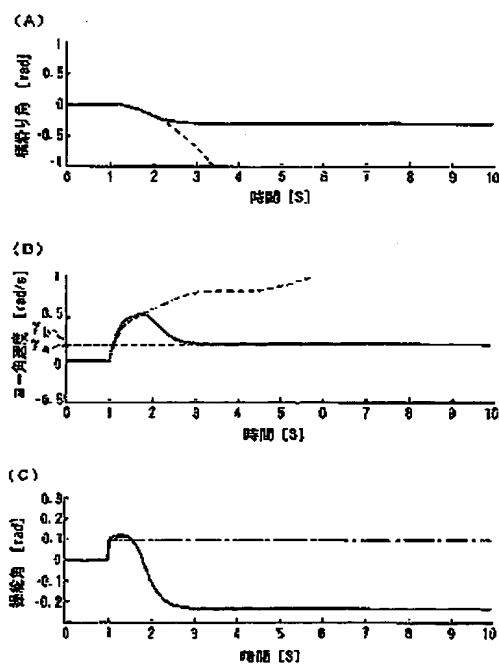
【図4】



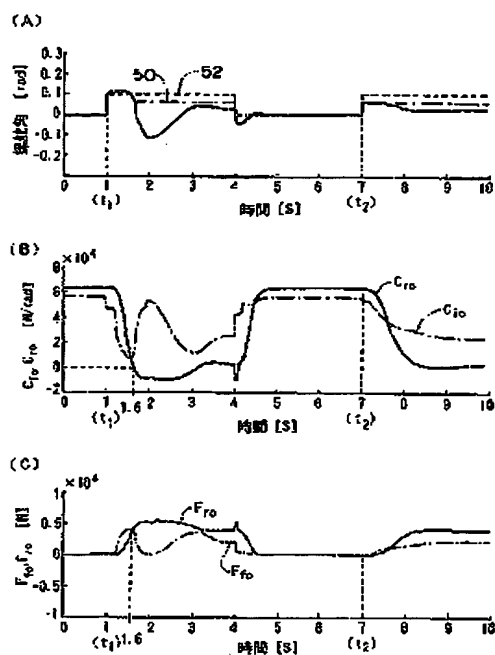
(14)

待開平 11-334637

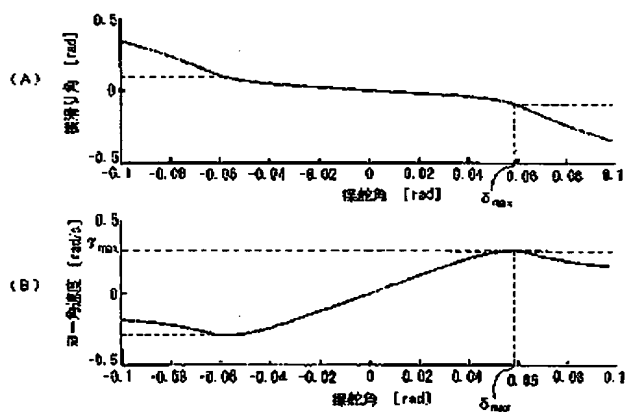
【図6】



【図10】



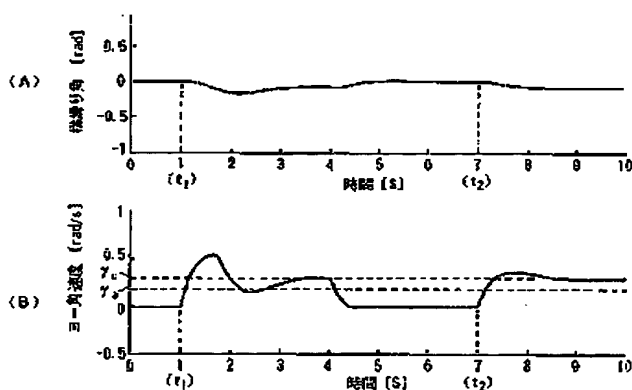
【図7】



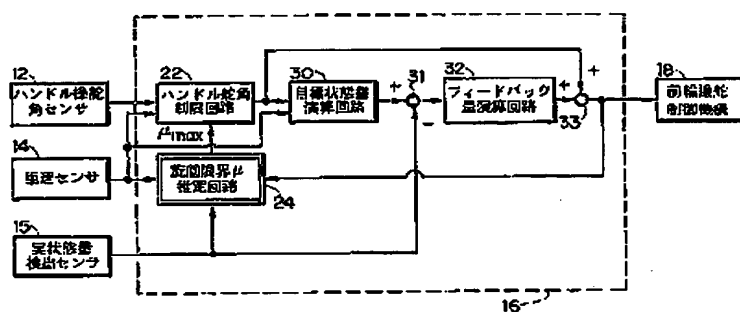
(15)

特開平11-334637

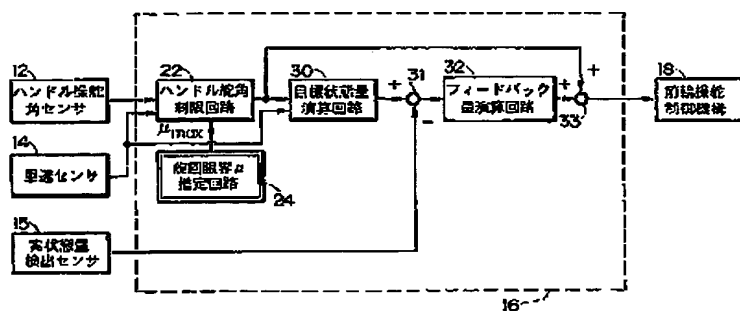
【図9】



【図11】



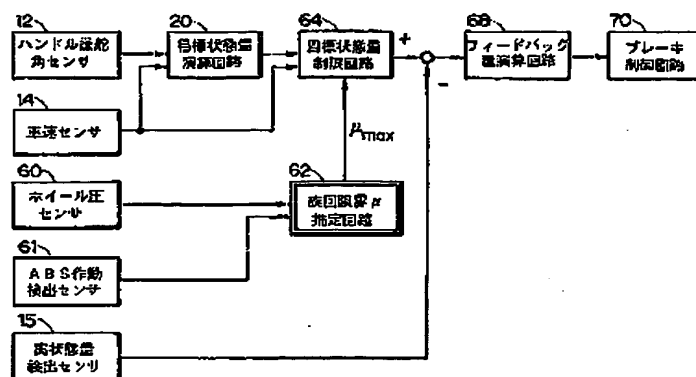
【図12】



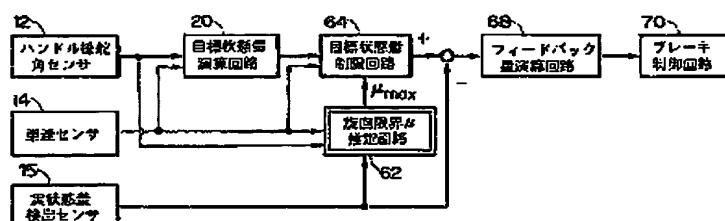
(16)

特開平11-334637

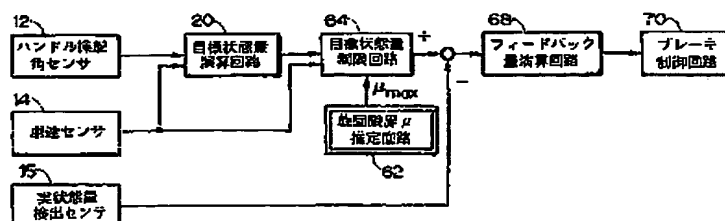
【図13】



【図14】



【図15】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.[°]
 // B 6 2 D 101:00
 113:00
 137:00

識別記号

F I

(17)

特開平11-334637

(72)発明者 篠野 幸治

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番
地の1 株式会社豊田中央研究所内

(72)発明者 山口 裕之

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番
地の1 株式会社豊田中央研究所内

(72)発明者 菅井 賢

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番
地の1 株式会社豊田中央研究所内